

**This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- **BLACK BORDERS**
- **TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- **FADED TEXT**
- **ILLEGIBLE TEXT**
- **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- **COLORED PHOTOS**
- **BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS**
- **GRAY SCALE DOCUMENTS**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen:
22 Anmeldetag:
23 Offenlegungstag:

P 32 25 411.3
7. 7. 82
3. 2. 83

30 Unionspriorität: 32 33 31
08.07.81 US 281501

71 Anmelder:
Litens Automotive Inc., Downsview, Ontario, CA

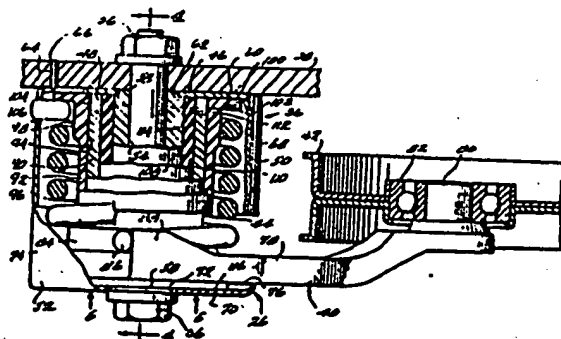
74 Vertreter:
Kuhnen, R., Dipl.-Ing., 8050 Freising; Luderschmidt, W.,
Dipl.-Chem. Dr.phil.nat., 6370 Oberursel; Wacker, P.,
Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing., Pat.-Anw., 8050 Freising

72 Erfinder:
Thomey, Henry W., Keswick, Ont., CA; Bytzek, Klaus K.;
Mevissen, Johannes H., Schomberg, Ont., CA

54 Riemenspannvorrichtung

Eine Riemenspannvorrichtung (26) weist einen feststehenden Teil (36), einen schwenkbaren Teil (40), der bezüglich des feststehenden Teils (36) für eine Bewegung um eine erste Achse zwischen einer ersten und einer zweiten Endlage angeordnet ist, und eine Spannrolle (42) auf, die drehbar mittels des schwenkbaren Teils (40) für eine Drehbewegung um eine zweite zur ersten Achse parallelen Achse gelagert ist. Weiterhin ist eine Torsionsschraubenfeder (44) vorgesehen, die zwischen dem feststehenden und dem schwenkbaren Teil (36, 40) wirkt, und die das schwenkbare Teil (40) mittels einer elastischen Federkraft in eine Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage belastet, wobei die Federkraft abnimmt, wenn das schwenkbare Teil (40) von der ersten in die zweite Endlage bewegt wird. Die Riemenspannvorrichtung (26) kann mit einem elastomeren Buchsenkörper (108) versehen sein, der mittels elastomerer Materialverdrängung Betriebsbewegungen des schwenkbaren Teils (40) mit normal niedriger Amplitude dämpft und der zweitens sequentiell mittels durch Oberflächengleitern verursachter hoher Reibung Bewegungen des schwenkbaren Teils (40) mit abnormal hohen Amplituden dämpfen kann, wobei die letzteren Amplitudenwerte jenseits der Amplitudenwerte liegen, die mittels einer elastomeren Materialverdrängung gedämpft werden können, und wobei die Dämpfungskraft abnimmt, wenn der schwenkbare Teil (40) in einer Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt wird. Weiterhin kann ein Dämpfungskörper aus Zytel zur Dämpfung mittels Reibung aufgrund von Oberflächengleitern vorgesehen sein, der im wesentlichen alle

Bewegungen des schwenkbaren Teils (40) mit einer Dämpfungskraft dämpft, die abnimmt, wenn das schwenkbare Teil (40) in einer Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt wird.
(32 25 411)



COPY

LITENS AUTOMOTIVE INC.,
Ontario
Canada

PATENTANWÄLTE

R.-A. KUHNEN*, DIPL.-ING.
W. LUDERSCHMIDT**, DR., DIPL.-CHEM.
P.-A. WACKER*, DIPL.-ING., DIPL.-WIRTSCH.-ING.

16 LI03 01 2/ko

Patentansprüche

1. Riemenspannvorrichtung mit einem feststehenden Teil, einem schwenkbaren Teil, das bezüglich des feststehenden Teils schwenkbar um eine erste Achse zwischen einer ersten und einer zweiten Endlage gelagert ist, und mit einer Spannrolle für den Riemen, die schwenkbar von dem schwenkbaren Teil der Riemenspannvorrichtung geführt und die drehbar um eine zweite Achse gelagert ist, die parallel zur ersten Achse angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß
- 10 eine Federeinrichtung (44) aus festem Material vorgesehen ist, die zwischen dem feststehenden Teil (36) und dem schwenkbaren Teil (40) wirkt, und die den schwenkbaren Teil (40) mit einer elastischen Kraft in Richtung auf eine Bewegung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage belastet, wobei die Federkraft abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teil (40) in eine Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt, und
- 20 eine Dämpfeinrichtung (46) vorgesehen ist, die mittels einer elastomeren Materialverdrängung Betriebsbewegungen des schwenkbaren Teils (40) mit normalerweise niedriger Amplitude dämpft und die sequentiell mittels hoher Reibung aufgrund von Oberflächengleitbewegungen Bewegungen des
- 25 schwenkbaren Teiles (40) mit außergewöhnlich hohen Ampli-

TELEFONISCHE AUSKUNFT NUR NACH SCHRIFTL. BESTÄTIGUNG VERBÜNDELT

- 1 tuden dämpft, die jenseits von Amplitudenhöhen liegen, die mittels der elastomeren Materialverdrängung dämpfbar sind, wobei die Dämpfungskraft abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teil (40) in einer Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt.
2. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der feststehende Teil (36) ein Kernteil (48) aufweist, das sich in Axialrichtung entlang der ersten Achse erstreckt, und daß das schwenkbare Teil (40) einen rohrförmigen Bereich aufweist, der das Kernteil (48) unter Bildung eines Ringraumes umgibt, und daß die Dämpfungseinrichtung (46) einen in dem Ringraum angeordneten Körper (Buchsenkörper 108) aufweist.
3. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Körper (Buchsenkörper 108) aus elastomerem Polyurethan besteht.
4. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das elastomere Polyurethan eine Härte von annähernd 90 aufweist.
5. Riemenspannvorrichtung mit einem feststehenden Teil, mit einem schwenkbaren Teil, das bezüglich des feststehenden Teils schwenkbar um eine erste Achse zwischen einer ersten und einer zweiten Endlage gelagert ist, und mit einer Spannrolle für den Riemen, die schwenkbar mittels des schwenkbaren Teiles für eine Drehbewegung um eine zweite zur ersten Achse parallelen Achse gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, daß eine Federeinrichtung (44) aus festem Material vorgesehen ist, die zwischen dem feststehenden Teil (36) und dem schwenkbaren Teil (40) wirkt, und die das schwenkbare Teil (40) mit einer lastischen Kraft in Richtung auf eine Bewegung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage beaufschlagt, wobei die Federkraft abnimmt, wenn

- 1 sich der schwenkbare Teil (40) in eine Richtung weg von
der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt, und
eine Dämpfeinrichtung (46) vorgesehen ist, die mittels
5 durch Oberflächengleiten hervorgerufener Reibung im wesentlichen alle Bewegungen des schwenkbaren Teils (40) dämpft, wobei die Dämpfungskraft abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teil (40) in eine Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt.
- 10 6. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der feststehende Teil (36) ein Kernteil (48) aufweist, das sich in Axialrichtung entlang der ersten Achse erstreckt, daß der schwenkbare Teil (40)
15 einen rohrförmigen Bereich aufweist, der unter Bildung eines Ringraumes das Kernteil (48) umgibt, und daß die Dämpfeinrichtung (46) einen in dem Ringraum angeordneten Körper (Buchsenkörper 108) aufweist.
- 20 7. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Körper (Buchsenkörper 108) aus Zytel besteht.
- 25 8. Riemenspannvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Federeinrichtung (44) eine Torsionsschraubenfeder aufweist, die den rohrförmigen Bereich (Lagerteil 90) des schwenkbaren Teils (40) umgibt, daß der schwenkbare Teil (40) ein Trägerarmteil (78) aufweist, das sich von einem Ende des rohrförmigen Teils (Lagerteil 90) aus nach außen erstreckt,
30 wobei an dem einen Ende des rohrförmigen Teils ein benachbartes Ende (86) der Schraubenfeder angebracht ist, daß eine Verbindungseinrichtung (Schlitz 106) zur Verbindung des anderen gegenüberliegenden Endes (104) der Schraubenfeder an dem feststehenden Teil (36) vorgesehen ist, und daß die aufgrund der Verdrehung der Schraubenfeder entstandene Spannung zwischen ihren Enden (86, 104) in einer Weise abnimmt, daß die Windungen
35

- 1 der Feder in Richtung auf eine radiale Bewegung hin belastet werden, wobei eine radiale Kraftkomponente proportional abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teil (40) von der ersten Endlage in Richtung auf die zweite
 - 5 Endlage bewegt, und daß eine zwischen den Enden (86, 104) der Schraubenfeder wirkende Übertragungseinrichtung vorgesehen ist, die die radiale Kraftkomponente durch den rohrförmigen Bereich und den Körper (Buchsenkörper 108) zu dem Kernteil (48) überträgt, wobei sich
 - 10 ein Bereich des Körpers (Buchsenkörper 108) zwischen sich berührende Flächen des rohrförmigen Bereiches und des Kernteiles (48) mit einer radialen Federkraftkomponente zusammenpreßt, die proportional zur aus der Verdrehung der Feder resultierenden Spannkraft der Feder ist und daher proportional zur Relativstellung des
 - 15 schwenkbaren Teils (40) aufgrund der Schwenkbewegung bezüglich des feststehenden Teils (36), so daß die Drehkraft, die zur Erzeugung einer Gleitbewegung zwischen dem Bereich des Körpers (Buchsenkörper 108) und
 - 20 der Berührfläche nötig ist, abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teile (40) in einer Richtung weg von der ersten Endlage in die zweite Endlage bewegt.
-
9. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Übertragungseinrichtung für die Übertragung der radialen Kraftkomponente ein drehbar auf dem rohrförmigen Bereich des schwenkbaren Teils (40) gelagertes ringförmiges Teil aufweist, das einen relativ kurzen Axialbereich aufweist, der innerhalb einer
 - 25 Windung der Schraubenfeder in der Nachbarschaft des anderen gegenüberliegenden Endes (104) angeordnet ist und daß die radiale Kraftkomponente von der Feder auf den relativ kurzen Axialbereich übertragbar ist.
 - 30
-
- 35 10. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Richtung, in welcher die radiale Kraftkomponente der Schraubenfeder auf das Kernteil bezüglich der ersten Achse übertragbar ist, im allgemeinen

- 1 die gleiche ist wie die Richtung, in welcher die Riemenkraft auf den schwenkbaren Teil (40) zu dem Kernteil, das sich entlang der ersten Achse erstreckt, übertragbar ist.
- 5
11. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß das ringförmige Teil einen sich in Radialrichtung nach außen erstreckenden Flansch (100) in der Nachbarschaft des relativ kurzen Axialbereiches aufweist, wobei der Flansch 100 mit einer ringförmigen Rippe (102) versehen ist, die sich von diesem aus in Axialrichtung auf den relativ kurzen Axialbereich zu erstreckt, daß das feststehende Teil (36) ein schalenförmiges Gehäuseteil (50) aufweist, das an dem ihm benachbarten Ende des Kernteiles (48) befestigt ist und das eine Umfangswand (68) aufweist, die den relativ kurzen Axialbereich und den Flansch (100) des ringförmigen Teiles umgibt, daß die Verbindungseinrichtung für das andere gegenüberliegende Ende (104) der Schraubenfeder eine Ausnehmung (Schlitz 106) in der Umfangswand (68) aufweist, die das andere sich radial nach außen erstreckende gegenüberliegende Ende (104) der Schraubenfeder aufnimmt, wobei sich die Ausnehmung (Schlitz 106) in Axialrichtung genügend weit erstreckt, um anfänglich das sich nach außen erstreckende Ende (104) der Feder axial innerhalb der Rippe (102) aufzunehmen und die eine radiale Erstreckung aufweist, die eine Bewegung des Endes (104) der Schraubenfeder von der anfänglichen Stellung in Axialrichtung in eine die Rippe (102) verformende Anlage aufgrund der Verdrehspannung der Feder ermöglicht.
12. Riemenspannvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der feststehende Teil (36) ein zweites schalenförmiges Gehäuseteil mit einer Stirnwand (70) aufweist, das an einem Ende des Kernteiles (48) befestigt ist und das eine segmentäre Umfangswand (74) aufweist, die sich in Axialrichtung vom Umfang des

1 Gehäuseteiles (52) aus bis zur Anlage an einer Umfangs-
wand (68) des ersten schalenförmigen Gehäuseteiles (50)
erstreckt.

5 13. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 12, dadurch ge-
kennzeichnet, daß eine Innenfläche der Stirnwand (70)
des zweiten schalenförmigen Gehäuseteiles (52) an einer
Fläche einer Schubscheibe (116) anliegt, während die
andere Fläche der Schubscheibe (116) an einer zu dieser
10 parallelen ringförmigen Fläche des schwenkbaren Teils
(40) anliegt.

14. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekenn-
zeichnet, daß die Schubscheibe (116) aus Kunstharz be-
15 steht.

15. Riemenspannvorrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekenn-
zeichnet, daß das Kunstharz Nylon ist.

20

25

30

35

COPY

LITENS AUTOMOTIVE INC.,
Ontario
Canada

PATENTANWÄLTE
R.-A. KUHNEN*, DIPL.-ING.
W. LUDERSCHMIDT**, DR., DIPL.-CHEM.
P.-A. WACKER*, DIPL.-ING., DIPL.-WIRTSCH.-ING.
16 LI03 01 2/ko

Riemenspannvorrichtung

Die Erfindung betrifft eine Riemenspannvorrichtung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

5 Es ist in der Automobilindustrie viele Jahre üblich gewesen, mehrere, einzelne Keilriemenantriebe für die verschiedenen drehangetriebenen Nebenaggregate zu verwenden, die vom Motor angetrieben werden. Eine solche Anordnung benötigt eine auf der Abtriebswelle des Motors angeordnete Riemenscheibe, die dazu geeignet ist, zwei, drei,
10 vier oder mehr Keilriemen einzeln aufzunehmen. Jeder einzelne Keilriemen wird montiert und zum Antrieb eines einzelnen Nebenaggregates, oder in manchen Fällen von zwei oder mehreren Nebenaggregaten mittels der einstellbaren Anordnung des Nebenaggregates eingestellt.

15 In neuerer Zeit wurde es als wünschenswert erachtet, die üblichen Anordnungen aus mehreren einzelnen Keilriemen durch eine Anordnung zu ersetzen, die einen einzigen Keilriemen verwendet, der mittels einer serpentinartigen Anordnung alle Nebenaggregate antreibt, die bisher mittels verschiedener einzelner Riemen angetrieben wurden. Einige der Riemenanordnungen mit einem einzigen

1 serpentinenartig angeordneten Riemen, die bisher verwendet
wurden, weisen eine separate Riemenspannvorrichtung auf,
die sowohl eine wesentliche Rolle für das saubere Funk-
tionieren der Anordnung bildet, als auch eine Einrichtung
5 zur Vereinfachung der Montage der einzelnen Nebenaggre-
gate darstellt, was bedeutet, daß die einstellbare An-
ordnung der Nebenaggregate unnötig wird, und die weiter-
hin eine Vereinfachung bei der Montage und dem Spannen
des Riemens, der mit den Nebenaggregaten zusammenwirkt,
10 darstellt.

Riemenspannvorrichtungen sind selbstverständlich bekannt
und sind in vielen Riemenanordnungen benutzt worden.
Jedoch sind die Anforderungen für Riemenspannvorrich-
15 tungen, die bei Riemenanordnungen für Automobile unter
Benutzung eines einzelnen serpentinenartig angeordneten
Riemens verwendet werden, besonders hoch. Zusätzlich muß
das geforderte erhöhte Leistungsvermögen über eine
lange Benutzungsdauer, bei der beträchtliche Vibra-
20 tionsbelastungen auftreten, ungemindert zur Verfügung
stehen.

Die Anforderungen an die Dämpfung sind von besonderer
Bedeutung, um ein Funktionieren der Anordnung über eine
25 längere Zeitspanne auf einer vibrierenden Maschine ohne
das Entstehen von Resonanzen zu ermöglichen. Gehört der
Kompressor einer Klimaanlage zu den Nebenaggregaten der
Anordnung, wird eine besonders störende Vibrationsbe-
lastung auf die Anordnung ausgeübt, da der Kompressor
30 während des Betriebes ein- und ausschaltet.

Es ist üblich, zum Ausgleich des Anwachsens der Riemen-
längen aufgrund von Verschleiß oder anderen Umständen
Spannvorrichtungen zu verwenden, die eine konstante
35 Kraft zum Spannen des Riemens auf diesen ausüben.

Ein gängiger Typ einer üblichen Riemenspannvorrichtung
verwendet ein feststehendes Teil und ein schwenkbares

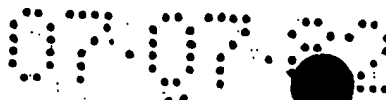
1 Teil in Form eines Armes, der eine Spannscheibe trägt,
die auf dem Riemen aufliegt, wobei der Arm an dem fest-
stehenden Teil mittels einer Schwenkeinrichtung schwenk-
5 bar gelagert ist. Eine Schraubenfeder umgibt die Schwenk-
einrichtung und ihre Enden sind zwischen dem feststehen-
den und dem schwenkbaren Teil mit diesen verbunden, so
daß sie das schwenkbare Teil in Richtung auf eine Stel-
lung der maximalen Auslenkung belastet, weswegen die
Federkraft abnimmt, wenn sich das schwenkbare Teil von
10 einer Stellung minimaler Auslenkung in eine Stellung
maximaler Auslenkung bewegt. Trotz der variierenden
Federkraft innerhalb des vorgesehenen Bewegungsbereiches
wird eine im wesentlichen konstante Riemenspannung auf-
rechterhalten. Daß eine konstante Riemenspannung vor-
15 liegt, wird einsichtiger, wenn man bedenkt, daß die
Spannrolle reibungsfrei ist, und daß die Spannung der Rie-
menabschnitte auf jeder Seite der Spannrolle gleich groß
ist. Die an der Nabe der Spannrolle wirksame Spannkraft
wirkt durch die Winkelhalbierende des Umschlingungs-
20 winkels. Die Spannung des Riemens ist eine Funktion
des Umschlingungswinkels und der Spannkraft. Da die
Riemenspannung zunehmend mehr von der Spannkraft ab-
hängt, wenn der Umschlingungswinkel kleiner wird, wird
eine Anordnung bevorzugt, bei der das Minimum des Um-
25 schlingungswinkels wenigstens 45° ist und bei der ein
minimaler Umschlingungswinkel von 60° eine verbesserte
Ausführungsform bildet.

Der Hebelarm der Riemenspannvorrichtung entspricht dem
30 senkrechten Abstand von der Winkelhalbierenden des
Umschlingungswinkels bis zur Schwenkachse des Träger-
arms. Wird der Trägerarm über seine Schwenkweite wäh-
rend der Montage des Riemens bewegt, wächst das Feder-
moment bzw. die Federkraft gleichzeitig mit der Länge
35 des Hebelarmes an. Nach der Montage ist eine größere
Riemenspannung erforderlich, wobei bei größerer Riemens-
pannung die Federkraft und der Hebelarm gleichzeitig
abnehmen. Diese zwei Charakteristiken, nämlich Feder-

- 1 kraft und Hebelarm wirken geg. einander und erlauben
der Spannkraft r relativ konstant zu bleiben.

- 5 Der Winkel des Trägerarms der Spannrolle ist der Winkel
zwischen der Mittellinie des Trägerarms bzw. der
gemeinsamen Linie der Schwenkachse des Trägerarms und
der Drehachse der Spannrolle und der Winkelhalbierenden
des Umschlingungswinkels. Dieser Winkel sollte vor-
zugsweise nicht kleiner als 15° bei einer der maximalen
10 Riemen Spannung entsprechenden Stellung sein und sollte
bei einer bevorzugten Ausführungsform 45° bei der der
minimalen Riemen Spannung entsprechenden Stellung des
Trägerarms nicht überschreiten. Selbstverständlich muß
ein zusätzlicher Hub vorhanden sein, um den Riemen mon-
15 tieren zu können. Der gesamte Hub des Trägerarmes sollte
 75° vorzugsweise nicht überschreiten und liegt bei einer
verbesserten Ausführungsform bei 65° .

- 20 Wie bereits erwähnt, sind die Schwingungseinflüsse auf
eine Riemenanordnung in Automobilen besonders groß und
das Dämpfungsmaß, das nötig ist, um harmonische Schwin-
gungen der Feder zu beseitigen, ist im allgemeinen nur
ein Teil der erforderlichen Gesamtdämpfung, insbesondere,
25 wenn Kompressoren von Klimaanlage vorhanden sind. Ge-
mäß den US-PSen 39 75 965 und 41 44 722 ist es bekannt,
feste elastomerische Körper zur Erzeugung der Feder-
kraft zu verwenden, und damit ein größeres Maß an Dämp-
fungsfähigkeit zu erhalten, die solchen Federn im Ver-
gleich zu Stahlfedern eigen ist. Während Riemen Spann-
30 vorrichtungen mit Federn aus elastomerem Material über-
mäßige Verschleißprobleme vermeiden, treten hingegen
andere Probleme und Einschränkungen auf. Eine Ein-
schränkung ist darin zu sehen, daß das Dämpfungsmaß
eine der elastomeren Feder eigene, unveränderliche
35 Kenngröße ist, die nicht aufgrund bestimmter Umstände
ges. ändert verändert werden kann. Federn aus festem
Material, wie beispielsweise metallene Schraubenfedern
und ähnliches, können eine ausgedehnte Winkelbewegung



3225411

1 bei einer relativ gleichförmigen Federkonstante gänzlich
ausführen. Eine weitere einschränkende Eigenschaft von
elastomeren Federn ist darin zu sehen, daß deren
Eigenschaften nicht jederzeit aufgrund von ihnen eige-
6 nen Eigenschaften bezüglich des Betrages der Auslenkung,
die möglich ist, reproduzierbar sind. Diese Eigenschaft
ist insbesondere bei Anwendungsfällen wie beispielsweise
bei Automobilen nachteilig, die eine weite, winkelför-
mige Vorspannungsbewegung bei einer ziemlich hohen Fe-
10 derkonstante über den gesamten Drehhub benötigen.
Federn aus elastomerem Material weisen die Eigenschaft
auf, daß die Federkonstante nicht gleichförmig ist,
sondern ziemlich schnell anwächst, wenn die Verdrängung
von elastomerem Material aufgrund einer Drehbewegung
15 ihr Maximum erreicht. Darüber hinaus werden die Feder-
konstanten leichter durch Temperaturen, die
innerhalb eines Bereiches liegen, der unter der Motor-
haube eines Automobiles auftreten können, negativ be-
einflußt. Darüber hinaus neigen Federn aus elastomerem
20 Material dazu, im Betrieb bleibende Änderungen er-
fahren, die ihre Betriebseigenschaften wesentlich ver-
ändern können. Im allgemeinen kann festgestellt werden,
daß Riemenspannvorrichtungen mit Federn aus elasto-
merem Material eine anfängliche und periodisch wieder-
25 holte Eichung und Einstellung benötigen. Aus all diesen
Gründen haben sich Riemenspannvorrichtungen mit Federn
aus elastomerem Material nicht auf weiter Basis, wenn
überhaupt, kommerziell durchsetzen können.

30 Spannvorrichtungen zum kommerziellen Gebrauch sind aus
dem SAE-Blatt Nr. 790699 vom 11. bis 15. Juni 1979 mit
dem Titel "Serpentine-Extended Life Accessory Drive"
von Cassedy et al bekannt. Diese bekannte Stahltorsions-
35 schraubenfeder-Spannvorrichtung verwendet Zwillings-
schraubenfedern. Eine gesonderte konstante Dämpfung
wird durch Vorsehen einer elastomeren Buchse in der
schwenkbaren Hebelanordnung erreicht. Die schwenkbare
Anordnung weist eine innenliegende Welle auf, die ein



1 Teil des feststehenden bzw. stationären Teiles ist und
si weist eine Buchse auf, die ein Teil des schwenkbaren
Teiles ist. Der Außendurchmesser der Welle ist wesentlich
kleiner als der Innendurchmesser der Buchse, so daß bei
5 Montage dieser beiden Teile in in Axialrichtung zueinan-
der konzentrischer Lage zueinander ein ringförmiger Raum
zwischen ihnen verbleibt. Die einander gegenüberliegen-
den Endbereiche des Ringraumes werden mit einem Paar
von in axialem Abstand zueinander angeordneten Lager-
10 buchsen aus Nylon gefüllt. Die elastomere Dämpfbuchse
wird zum Ausfüllen des Mittelbereiches des Ringraumes
zwischen den aus Nylon bestehenden Laufbuchsen angeord-
net. Die von dieser Anordnung erzeugte Dämpfung ist auf-
grund der Lager konstant, die die Welle und die Buchse
15 unabhängig von der Schwenkstellung des Trägerarmes
und/oder der Größe der Federkraft, die von den Dreh-
schraubenfedern erzeugt wird, in gleichem Abstand zu-
einander halten. Während diese Anordnung gegenüber
Spannvorrichtungen mit elastomeren Federn Vorteile auf-
20 weist, verursacht der Verschleiß, dem die elastomere
Dämpfbuchse während des Betriebes aufgrund der hohen
Reibung und der Gleitberührung mit dem Trägerarm aus-
gesetzt ist, eine schnelle Verschlechterung der Dämpf-
ungseigenschaften. Der Grund dafür ist darin zu sehen,
25 daß aufgrund der Tatsache, daß der Ringraum, in dem
die Dämpfbuchse angeordnet ist, mittels der Lagerbuch-
sen auf jeder Seite der Dämpfbuchse im wesentlichen
gleich groß gehalten wird und daß die Dämpfungseigen-
schaften der Dämpfbuchse von ihren Außenabmessungen
30 bestimmt werden, der Verschleiß die Außenabmessungen
der Dämpfbuchse vermindert und daher ihre Dämpfungs-
wirkung schlechte wird.

35 Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Riemenspannvorrich-
tung der im Oberbegriff des Anspruchs 1 umrissenen
Gattung zu schaffen, die unter den erschwerten Bedingun-
gen bei der Anwendung im Automobilbereich während ihrer
beträchtlichen Benutzungsdauer einwandfrei funktioniert.

1 Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß zumindest ns
ein Hauptteil der Dämpfung der Riemenspannvorrichtung
mittels einer Einrichtung in Form eines separaten
5 Dämpfungskörpers vorgenommen wird, dessen Dämpfungseigenschaften nicht konstant sind, sondern proportional zur Stellung des schwenkbaren Teiles der Riemenspannvorrichtung bezüglich des festen Teiles der Riemenspannvorrichtung in ähnlicher Weise wie die Federkraft verändert werden können. Die veränderbaren proportionalen
10 Dämpfungseigenschaften ermöglichen einen einwandfreien Langzeitbetrieb, selbst wenn ausgedehnte Spannbewegungen durchgeführt werden. Wird demgegenüber eine solche veränderbare proportionale Dämpfung nicht vorgesehen, kann es in Abhängigkeit vom Betrag der konstanten Dämpfung zu zwei Extremsituationen kommen. Erstens kann es
15 bei ungenügend großer konstanter Dämpfung zu Resonanzerscheinungen kommen. Zweitens kann es bei Erhöhung der konstanten Dämpfung zur Verhinderung von Resonanzerscheinungen nach einer gewissen Betriebsdauer zu einem
20 Festklemmen der Spannrolle kommen.

Mit der erfindungsgemäßen Riemenspannvorrichtung können nicht nur diese extremen Situationen vermieden werden, sondern es wird auch möglich, lediglich durch Verwen-
25 dung verschiedener Materialien, die für das Dämpfungsteil verwendet werden können, einen Langzeitbetrieb bei sehr vielen verschiedenen Systemen mit verschiedenen Anforderungen für die Dämpfung im Betrieb zu erreichen. Werden beispielsweise aufgrund der normalen Betriebs-
30 eigenschaften eines Systems relativ hohe Dämpfungsmaße benötigt und treten relativ niedrige Schwingungsamplituden auf, ist es wünschenswert, den Dämpfungskörper aus elastomerem Material wie beispielsweise aus elastomerem Urethan auszubilden. Ein solches Material weist
35 ein relativ hohes Maß an Oberflächenreibung auf, das eine Eigenschaft ist, die üblicherweise mit einer relativ hohen Verschleißgeschwindigkeit bei einer Flächen-
gleitbelastung einhergeht. Auf der anderen Seite weist

1 Bedingungen erwartet werden. Bei solchen Systemen ist
ein Dämpfungswirkung vorwiegend mittels Gleitreibung
wie mit dem Material Zytel vorzuziehen, da eine se-
quentielle Dämpfung mittels Festkörperdämpfung und an-
5 schließender Gleitreibung, wie sie beispielsweise mit
elastomerem Polyurethan möglich ist, einen schnelleren
Verschleiß zur Folge hat, der durch übermäßige Wärme-
entwicklung noch unterstützt wird.

10 Ein Vorteil der erfindungsgemäßen Riemenspannvorrich-
tung besteht darin, daß ihr Aufbau einfach, der Wir-
kungsgrad hoch und die Herstellung wirtschaftlich ist.

Weitere Einzelheiten, Vorteile und Merkmale der Erfin-
15 dung ergeben sich aus nachfolgender Beschreibung eines
Ausführungsbeispiels anhand der Zeichnung.

Es zeigt

20 Fig. 1 eine Seitenansicht einer Riemenanordnung für ein
Automobil, bei der der Riemen serpentinenartig
geführt ist, und die mit der erfindungsgemäßen
Riemenspannvorrichtung versehen ist,

25 Fig. 2 eine Draufsicht auf die Riemenspannvorrichtung
gemäß Fig. 1 in vergrößertem Maßstab,

Fig. 3 eine teilweise aufgebrochene Draufsicht auf die
erfindungsgemäße Riemenspannvorrichtung gemäß
30 Fig. 1 und 2 in vergrößertem Maßstab,

Fig. 4 eine Schnittdarstellung der Riemenspannvorrich-
tung gemäß den Fig. 1 bis 3 entlang der Linie
4-4 in Fig. 3,

35 Fig. 5 eine Fig. 4 entsprechende Darstellung in ver-
größertem Maßstab der Riemenspannvorrichtung ge-
mäß den Fig. 1 bis 3 entlang der Linie 5-5 in

1

Fig. 4, und

Fig. 6 eine der Fig. 4 und 5 entsprechende Darstellung der Riemenspannvorrichtung entlang der Linie 6-6 in Fig. 3.

5

Gemäß Fig. 1 ist eine Riemenanordnung 10 für ein Automobil dargestellt, die einen serpentinartig angeordneten, relativ großen endlosen Mehrfach-Keilriemen 12, eine Antriebsriemenscheibe 14, die mit der Abtriebswelle 16 des Automobilmotors verbunden ist, vier angetriebene Riemenscheiben 18, 20, 22 und 24 und eine erfindungsgemäße Riemenspannvorrichtung 26 aufweist. Die Riemenanordnung 10 gemäß Fig. 1 ist ein Beispiel für die Art von Riemenanordnung, die in dem bereits erwähnten SAE-Normblatt beschrieben ist, und auf die bei der nachfolgenden Beschreibung zur Erläuterung des technischen Hintergrundes Bezug genommen wird. Bei der dargestellten Riemenanordnung 10 kann die angetriebene Riemenscheibe 18 mit einer Welle 28 für ein Kühlluftgebläse verbunden sein, die angetriebene Riemenscheibe 20 kann auf einer Welle 32 gelagert sein, die ein Teil eines Wechselstromgenerators oder ähnliches ist, und die angetriebene Riemenscheibe 24 kann auf einer Welle 34 gelagert sein, die einen Teil eines Kompressors einer Klimaanlage bildet. Aus Fig. 1 ist ersichtlich, daß der Keilriemen 12 um die verschiedenen Riemenscheiben 18, 20, 22 und 24 herumgeführt ist, und daß die Riemenspannvorrichtung 26 derart auf den Keilriemen 12 wirkt, daß sie in eine Stellung bewegbar ist, bei der der Keilriemen 12 auf den anderen Nebenaggregaten montiert werden kann, wonach die Riemenspannvorrichtung 26 aus ihrer Montagestellung freigelassen wird, wodurch sie den Keilriemen 12 in ihrer normalen Betriebsstellung mit einer gewünschten Spannung beaufschlagt. Die Riemenspannvorrichtung 26 beaufschlagt den Keilriemen der Riemenanordnung 10 mit einer im wesentlichen konstanten Spannung über eine längere Zeitspanne, während welcher der Keilriemen 12 dazu

1 neigt, länger zu werden. Im dargestellten Beispielsfalle
entspricht die mit ausgezogenen Linien dargestellte
Stellung der Riemenspannvorrichtung 26 dem Ausgangszu-
stand des Keilriemens 12, bei der sich die Riemenspann-
5 vorrichtung 26 in einer Stellung befindet, in der sie
minimale Riemenspannung liefert, während die mit ge-
strichelten Linien dargestellte Stellung einer Stellung
maximaler Riemenspannung entspricht, die die Riemen-
spannvorrichtung 26 nach einer längeren Benutzungszeit
10 bei gelängtem Keilriemen 12 einnehmen kann.

Gemäß den Fig. 2 bis 6 weist die erfindungsgemäße Riemen-
spannvorrichtung 26 ein feststehendes Teil 36 auf, das
auf einer Trägerplatte 38 oder ähnlichem lagegesichert
15 in einer stationären Stellung bezüglich des Motorblocks
angeordnet ist. Die Riemenspannvorrichtung 26 weist
weiterhin ein schwenkbares Teil 40 auf, welches bezüg-
lich des feststehenden Teiles 36 auf einer feststehen-
den Achse schwenkbar zwischn der ersten und der zweiten
20 Endstellung gelagert ist. Das schwenkbare Teil 40 lagert
eine auf den Keilriemen 12 auflegbare Spannrolle 42, die
eine Schwenkbewegung um eine zweite Achse, die parallel
zur ersten Achse angeordnet ist, ausführen kann. Eine
Federeinrichtung 44, die im Beispielsfalle als Schrau-
25 benfeder ausgebildet ist, ist zwischen dem festen Teil
36 und dem schwenkbaren Teil 40 derart angeordnet, daß
sie das schwenkbare Teil 40 mit einer elastischen Kraft
in eine Richtung weg von der ersten Endlage auf die
zweite Endlage belastet und dabei eine Federkraft aus-
30 übt, die bei Bewegungen des schwenkbaren Teils 40 von
der ersten Endlage in Richtung auf die zweite Endlage
abnimmt. Die zweite Endlage der Riemenspannvorrichtung
26 entspricht im allgemeinen der in Fig. 1 mit strich-
lierten Linien dargestellten Lage.

35

Die erfindungsgemäße Riemenspannvorrichtung 26 weist
weiterhin eine Dämpfeinrichtung 46 auf, die im Betrieb
zur Dämpfung mittels einer Dämpfungskraft dient, die

- 1 bei Bewegung des schwenkbar n T ils 40 aus der ersten Endlage in Richtung auf die zweite Endlag abnimmt.

- 5 Das feststehende Teil 36 kann auf verschiedene Art und Weise ausgebildet sein; bei der dargestellten Ausführungsform weist es jedoch ein festes Kernteil 48 und ein Paar von schalenförmigen Gehäuseteilen 50 und 52 auf. Das Kernteil 48 weist eine im allgemeinen zylindrische Form mit einer mittigen Ausnehmung 54 auf, die
- 10 sich in Längsrichtung zur Aufnahme einer Bolzenanordnung 56 erstreckt, die zur lösbaren Befestigung des feststehenden Teils 36 an der Trägerplatte 38 dient. Gemäß Fig. 6 weist jedes Ende des Kernteiles 48 einen in seinem Durchmesser verringerten Teilbereich 58 mit
- 15 umfangsseitigen parallelen ebenen Flächen auf. Das Gehäuseteil 50 weist eine ringförmige Stirnwand 60 mit einer mittigen Ausnehmung 62 auf, die zur Aufnahme des entsprechenden Teilbereiches 58 des Kernteiles 48 vorgesehen ist. Die Stirnwand 60 weist eine Nase 64 auf,
- 20 die sich von der Stirnwand 60 aus erstreckt und nach außen gebogen ist, wobei sie in eine Ausnehmung 66 eingreift, die in der Trägerplatte 38 angeordnet ist, um das feststehende Teil 36 an einer Bewegung bezüglich der Trägerplatte 38 um die Achse der Bolzenanordnung 56
- 25 und des Kernteiles 48 zu hindern.

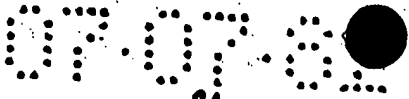
- 30 Das schalenförmige Gehäuseteil 50 weist weiterhin eine zylindrische Umfangswand 68 auf, die sich in Axialrichtung vom Umfang der Stirnwand 60 aus in einem wesentlich geringeren Ausmaße erstreckt, als die axiale Ausdehnung des Kernteiles 48. Das andere schalenförmige Gehäuseteil 52 weist eine im wesentlichen ringförmige Stirnwand 70 mit einer mittigen Ausnehmung 72 auf, die ähnlich der Ausnehmung 62 ausgebildet ist, um den anderen
- 35 am Ende des Kernteiles 48 liegenden Teilbereich 58 aufzunehmen. Das Gehäuseteil 52 weist eine Segment-Umfangswand 74 auf, die sich vom Umfang der Stirnwand 70 aus erstreckt und an einem Segmentbereich der Um-

- 1 fangswand 68 des Gehäuseteiles 50 anliegt. Die Gehäuse-
t il 50 und 52 bilden auf diese Weise ein Gehäuse,
das umfangsseitig bis auf eine winkelförmige Ausneh-
mung 76 geschlossen ist, durch die sich ein Trägerarm-
5 teil 78 des schwenkbaren Teils 40 erstreckt.

- Gemäß Fig. 3 weist das freie Ende des Trägerarmteiles 78
des schwenkbaren Teils 40 eine einstückig angeformte
Stummelwelle 80 auf, auf der die Spannrolle 42 bei-
10 spielsweise mittels eines Kugellagers 82 oder ähnlichem
gelagert ist. Das gegenüberliegende Ende des Trägerarm-
teiles 78, das sich durch die Ausnehmung 76 in das Ge-
häuse hinein erstreckt, weist eine verstärkte ringför-
mige Ausbildung auf und weist einen ringförmigen Vor-
15 sprung 84 auf, der sich in Axialrichtung zum Trägerarm-
teil 78 erstreckt und der einen Außendurchmesser auf-
weist, der genügend groß ist, sich innerhalb der
Schraubenfeder und an einer ihrer Seiten zu erstrecken.
Gemäß den Fig. 2 bis 5 erstreckt sich eine Windung der
20 Schraubenfeder um den ringförmigen Vorsprung 84, wobei
eines ihrer Enden 86 im wesentlichen radial nach außen
umgebogen ist, so daß es mit einem überhängenden An-
schlagteil 88 in Anlage gelangt, das einstückig an der
benachbarten Umfangsfläche des Trägerarmteils 78 ange-
25 formt ist.

- Das schwenkbare Teil 40 weist weiterhin ein zylindrisches,
muffenförmiges Lagerteil 90 auf, das einstückig an dem
ringförmigen Vorsprung 84 angeformt ist und das sich in
30 Axialrichtung nach außen von diesem aus erstreckt. Der
Außendurchmesser des zylindrischen Lagerteiles 90 ist
kleiner als der Außendurchmesser des ringförmigen Vor-
sprunges 84 und als der Innendurchmesser des zylindri-
schen Kernteils 48. Gemäß dem dargestellten Ausführungs-
35 beispiel ist die axiale Abmessung des zylindrischen
Lagerteiles 90 derart gewählt, daß es sich fast bis zur
ringförmigen Stirnwand 60 des Gehäuseteiles 50 erstreckt.

- 1 Ein Lagerteil 92 für die Feder ist gleitbar auf der
äußeren Umfangsfläche des zylindrischen Lagerteiles 90
gelagert. Vorzugsweise besteht das Lagerteil 92 aus ge-
gossenem Kunststoffmaterial, das vorzugsweise Zytel ist.
- 5 Das Lagerteil 92 weist eine zylindrische innere Umfanga-
fläche 94 einer Größe auf, daß es an der äußeren Um-
fangsfläche des zylindrischen Lagerteils 90 anliegt.
Der innere Endbereich des Lagerteiles 92 weist eine
äußere Umfangsfläche 96 einer Größe auf, die wesentlich
10 kleiner ist, als der Innendurchmesser der Schraubenfe-
der. Der gegenüberliegende äußere Endbereich weist eine
äußere Umfangsfläche 98 von geringfügig größerer Abmes-
sung auf. Ein ringförmiger Flansch 100 erstreckt sich in
Radialrichtung nach außen vom äußeren Ende des Lager-
15 teiles 92 aus und ist zur Anlage an der Innenfläche der
ringförmigen Stirnwand 68 des Gehäuseteiles 50 angeord-
net. Der Flansch 100 ist an seiner äußeren Umfangsflä-
che mit einer sich axial nach innen erstreckenden Rip-
pe 102 versehen. Das gegenüberliegende Ende 104 der
20 Schraubenfeder ist radial nach außen in ähnlicher Weise
wie das radial nach außen umgebogene Ende 86 umgebogen.
Das nach außen gebogene Ende 104 der Feder greift in
einen Schlitz 106 ein, der in der Umfangswand 68 des
Gehäuseteils 50 angeordnet ist. Gemäß Fig. 3 erstreckt
25 sich der Schlitz 106 vorzugsweise in einem Winkel
von ungefähr 45° bezüglich einer Radialebene. Da-
mit kann in dem Schlitz 106 das Ende 104 zu Anfang am
axial inneren Ende des Schlitzes 104 montiert werden,
so daß ein Spannen der Feder während der Montage, was
30 das Ende 104 in Richtung auf eine gemäß Fig. 4 nach
rechts gerichtete Bewegung belastet, das Ende 104 in
Richtung auf eine axial nach außen gerichtete Bewegung
in eine Anlagestelle mit der Rippe 102 belastet. Gemäß
Fig. 3 ergibt die Anlage des Endes 104 der Feder an der
35 Rippe 102 eine Zusammendrückung oder Verformung der
Ripp 102 und damit eine formschlüssige Verriegelung
des Lagerteiles 92 gegen Drehung bezüglich des fest-
stehenden Teils 36. Die Anordnung verhindert jedoch



21

3225411

- 1 nicht in jedem Falle eine Gleitbewegung des Lagerteils 92 in eine Richtung quer zur Drehachse.

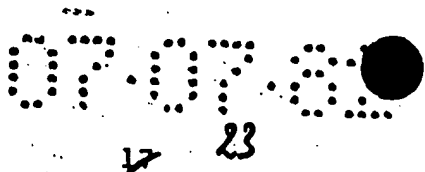
- Die Dämpfeinrichtung 46 ist in Form eines Buchsenkörpers 108 eines erfindungsgemäß gewählten Materiales ausgebildet, um eine Anpassung an die Schwingungseigenschaften des Systemes zu ermöglichen, in dem die Riemen-
spannvorrichtung 26 benutzt wird. Treten in der Anordnung Schwingungen mit hoher Frequenz und geringer Amplitude auf, wird vorzugsweise elastomeres Material, wie beispielsweise elastomeres Urethan des Typs II Black urethane verwendet. Der Durometer des Urethans kann verschieden groß sein, beispielsweise kann der Wert 90 betragen. Wird elastomeres Material verwendet, ergibt die Anwendung des dämpfenden Buchsenkörpers 108 zwei verschiedene sequentielle Dämpfwirkungen: Erstens eine Festkörperdämpfwirkung bzw. eine Dämpfwirkung aufgrund innerer Materialverdrängung; und zweitens eine Dämpfwirkung aufgrund von Gleitreibung. Die zwei Arten der Dämpfwirkungen treten derart in Folge aufeinander auf, daß die Festkörperdämpfung nur zum Tragen kommt, wenn die Amplitude der Schwingung unterhalb der Schwellamplitude liegt, während die Dämpfung aufgrund der Gleitreibung nur zum Tragen kommt, nachdem die Schwellamplitude erreicht worden ist. Es ist wichtig zu beachten, daß die Dämpfwirkung aufgrund von Gleitreibung sich proportional ändert und daß die Schwellamplitude in gleicher Weise sich proportional ändert.
- 30 Hat das System Schwingungseigenschaften mit relativ niedriger Frequenz jedoch hoher Amplitude, ist ein bevorzugtes Material für den dämpfenden Buchsenkörper 108 Zytel 103 HSL. Wird Zytel als Material für den dämpfenden Buchsenkörper 108 verwendet, besteht die Dämpfwirkung im wesentlichen gänzlich aus der Gleitreibung, wobei der Betrag an Festkörperdämpfung durch innere Materialverdrängung relativ unbedeutend ist. Zwar gibt es eine gewisse sequentielle Festkörperdämpfungswirkung, wobei je-

- 1 doch die Schwellamplitude sehr nahe am Wert Null liegt.
Da die Wirkungsweise von elastomerem Urethanmaterial so-
wohl die Wirkungsweise von Zytelmaterial und einer weiter-
5 ren darauffolgenden Wirkungsweise umfaßt, reicht die Be-
schreibung der Wirkungsweise am Beispiel von Urethan,
um beide Wirkungsweisen verstehen zu können.

- Weist ein System Schwingungseigenschaften mit hoher Fre-
quenz als auch hoher Amplitude auf, ist das Material
10 Zytel elastomerem Urethan vorzuziehen, obwohl das Vor-
sehen einer anderen Dämpfungseinrichtung in dem System
ausreichend wäre, um sowohl die Frequenz als auch die
Amplitude zu vermindern. Beispielsweise kann es wün-
schenswert sein, eine Spannrolle mit einer elastomeren
15 Stummelwelle entweder auf der Antriebswelle des Motors
oder der Welle des Kompressors oder beiden Wellen zu ver-
wenden.

- Gemäß Fig. 4 weist das schwenkbare Teil 40 eine zylindri-
sche innere Umfangsfläche 110 auf, die sich axial über
20 das Teil 40 erstreckt und die das Innere des zylindri-
schen Lagerteils 90 begrenzt. Der Buchsenkörper 108 weist
eine äußere Umfangsfläche 112 einer Größe auf, daß der
Buchsenkörper 108 frei beweglich innerhalb des von der
25 Umfangsfläche 110 begrenzten Raumes angeordnet ist. Der
Buchsenkörper 108 weist eine innere Umfangsfläche 114
auf, die dicht auf der äußeren Umfangsfläche des Kern-
teiles 48 aufliegt. Ein Ende des Buchsenkörpers 108 liegt
an der Innenfläche der Stirnwand 60 des Gehäuseteiles 50
30 an, während das gegenüberliegende Ende des Buchsenkör-
pers 108 an einer Scheibe 116 anliegt, die auch an einer
benachbarten Fläche des schwenkbaren Teiles 40 und an der
Innenfläche der Stirnwand 70 des Gehäuseteiles 52 an-
liegt. Vorzugsweise ist die Scheibe 116 aus einem ähn-
35 lichen Material wie das Lagerteil 92 ausgebildet, bei-
spielsweise aus Zytel 101.

Bei der Montage der Bestandteile der Riemenspannvor-



3225411

- 1 richtung 26 wird das Kernteil 48, auf dem der dämpfende
Buchsenkörper 108 angeordnet ist, durch Pressen des
Teilbereiches 58 des Kernteiles 48 in die entsprechend
ausgebildete Ausnehmung 62 in der Stirnwand 60 des Ge-
5 häuseteils 50 bezüglich diesem befestigt. Das ringför-
mige Lagerteil 92, das das Lager für die als
Schraubenfeder ausgebildete Federeinrichtung 44 bildet,
wird in Anlage mit der Innenfläche der Stirnwand 60 an-
geordnet. Die Schraubenfeder wird dann in das Gehäuse-
10 teil 50 in exzentrischer Lage angeordnet, so daß das
Ende 104 der Feder mit dem in Axialrichtung inneren
Ende des Schlitzes 106 in Anlage gelangt. Das zylindri-
sche Lagerteil 90 des schwenkbaren Teils 40 wird dann
in Axialrichtung in eine Stellung zwischen der äußeren
15 Umfangsfläche 112 des Buchsenkörpers 108 und der inneren
Umfangsfläche des ringförmigen Lagerteils 92 bewegt, bis
das Ende 86 der Feder in Anlage mit dem Anschlagteil 88
gelangt. Das schwenkbare Teil 40 wird dann in einer Rich-
tung gegen den Uhrzeigersinn geschwenkt, wie dies in
20 Fig. 1 dargestellt ist, wobei die Schraubenfeder zwi-
schen ihren Enden 104 und 86 mittels Torsion gespannt
wird. Das Aufbringen dieser Spannung belastet das Ende
104 der Feder in eine gegen den Uhrzeigersinn gerichtete
Richtung, wie dies aus Fig. 1 ersichtlich ist, wobei die-
25 se Bewegung aufgrund des 45°-Winkels des Schlitzes 106
das Ende 104 in eine axiale Richtung auf die Rippe 102
zu bewegt. Das Nylonmaterial, aus dem das ringförmige
Lagerteil 92 und die Rippe 102 besteht, ist ausreichend
weich, so daß sich die Rippe 102 aufgrund der axialen
30 Bewegung des Endes 104, das dabei in Anlage mit der
Rippe 102 gelangt, wie dies aus Fig. 3 ersichtlich ist,
verformt. Diese Verformung der Rippe 102 dient zur festen
Befestigung des ringförmigen Lagerteils 92 mit dem Ende
104 der Feder gegen eine Drehbewegung um die Achse des
35 Kernteiles 48. Jedoch läßt diese Anordnung eine Bewegung
des Lagerteiles 92 quer zur Richtung der Achse des Kern-
teiles 48 zu.

- 1 Nachdem der schwenkbare Teil 40 in eine Stellung zwischen
der ersten und der zweiten Endlage bewegt worden ist,
kann das Gehäuseteil 50 in Anlage mit dem gegenüber-
liegenden Teilbereich 58 des Kernteiles 48 unter Auf-
5 bringung von Druck gebracht werden. Ist diese Verbin-
dung nach einer entsprechenden Montage der Schub-
Scheibe 116 ausgeführt worden, ergibt ein
schwenkbaren Teils 40 eine aufgrund der Federkraft ent-
stehende Bewegung in die zweite Endlage, in der das
10 Trägerarmteil 78 an einem Ende der Umfangswand 74 des
Gehäuseteils 50 anliegt. Die Lage der Ausnehmung bzw.
des Schlitzes 106 kann verändert werden, um den Feder-
druck zu verändern, der von der Feder ausgeübt wird.
Die Montage der Bestandteile wird derart ausgeführt,
15 daß die Feder einen sehr kleinen, wenn überhaupt einen
Axialdruck auf den schwenkbaren Teil 40 und die Schei-
be 116 ausübt, wobei ein größeres Maß an Axialdruck
ausgeübt werden kann, wenn dies gewünscht ist.
- 20 Die Riemenspannvorrichtung 26 wird durch Einsetzen der
Nase 64 in die Ausnehmung 66 in der Trägerplatte 38 und
durch Hindurchführen der Bolzenanordnung 56 durch die
mittige Ausnehmung 54 des Kernteiles 48 und die ent-
sprechende Ausnehmung in der Trägerplatte 38 montiert.
25 Die Lagerung der Riemenspannvorrichtung 26 auf der
Trägerplatte 38 in der oben beschriebenen Weise dient
zum Befestigen des feststehenden Teiles 36 der Riemen-
spannvorrichtung 26 bezüglich des Motors des Fahrzeugs.
Die Spannrolle 42 wird schwenkbar am Ende des schwenk-
30 baren Teiles 40 angeordnet und wird dann in die Be-
triebsstellung bewegt, in der sie auf dem Keilriemen 12
aufliegt, wobei diese Bewegung des schwenkbaren Teils 40
der Riemenspannvorrichtung 26 manuell und gegen den Uhr-
zeigersinn und bezüglich des feststehenden Teiles 36 aus-
35 geführt wird. Zur Unterstützung dieser Bewegung ist eine
quadratische Ausnehmung 118 im Mittelbereich d s Träger-
armteiles 78 zur Aufnahme eines geeignet n hebelartigen
Werkzeuges vorgesehen, das d m Benutzer einen größ ren

- 1 Hebelarm zur Verfügung stellt, mittels dessen die Dreh-
bewegung ausgeführt werden kann. Der schwenkbare Teil 40
wird dann von Hand von der zweiten minimal gespannten
Endlage, wie sie in Fig. 1 mittels der strichlierten.
5 Linien dargestellt ist, in die erste vollgespannte End-
lage bewegt und nachdem der Keilriemen 12 an der Spann-
rolle 42 anliegt, wird der schwenkbare Teil 40 manuell
freigegeben, so daß er unter der Einwirkung der Feder-
kraft in die den Keilriemen 12 spannende Anlagestellung
10 mit diesem bewegt wird.

- Die Anordnung ist derart ausgeführt, daß die Riemenkraft
auf die Spannrolle 42 in eine Richtung bezüglich der
Achse der Spannrolle 42, die im wesentlichen der Winkel-
15 halbierend des Umschlingungswinkels des Keilriemens be-
züglich des Umfanges der Spannrolle 42 entspricht, über-
tragen wird. Die Riemenkraft wird auf die Stummelwelle 80
des schwenkbaren Teiles 40 übertragen und wird mittels
des Trägerarmteiles 78 auf das Kernteil 48 des fest-
20 stehenden Teiles 36 in einer im wesentlichen parallelen
Richtung bezüglich der Achse des Kernteiles 48 übertragen.
Das Spannen der Feder mittels Verdrehen der Enden 104
und 86 erzeugt innerhalb der Windungen der Feder eine
radiale Federkraftkomponente, die im wesentlichen in
25 radialer Richtung wirkt, die den Winkel zwischen den
Federenden 104 und 86 halbiert. Diese radiale Federkraft-
komponente wirkt vorzugsweise in einer Richtung, die im
allgemeinen die gleiche Richtung ist, in der die Riemen-
kraft auf das Kernteil 48 übertragen wird. Darüber hinaus
30 wird die Riemenkraft in einer Stellung übertragen, die
der Stellung des äußeren axialen Endes des Kernteiles 48
und der Stellung des Trägerarmteiles 78 entspricht. Die
radiale Federkraftkomponente wird mittels der Feder auf
das gegenüberliegende Ende des Kernteiles 48 mittels der
35 relativ kurzen axialen Umfangsfläche 98 des Lagerteiles
92 übertragen, die als einzige Einrichtung zur Übertra-
gung der radialen Federkraftkomponente auf das Kernteil
48 über das Lagerteil 90 des schwenkbaren Teils 40 und

1 des Buchsenkörpers 108 dient. Während die Wirkungsrichtung der radialen Federkraftkomponente mit einer Veränderung der Stellung des schwenkbaren Teils 40 veränderbar ist, wirkt sie im wesentlichen immer in derselben Richtung wie die Riemenkraft. Bei der beschriebenen
5 bevorzugten Ausführungsform fluchtet die Wirkungslinie der Federkraft genau mit der Richtung der Riemenkraft, wenn der schwenkbare Teil 40 um ungefähr ein Drittel seines Abstandes von der ersten Endlage in die zweite
10 Endlage bewegt worden ist.

Die im allgemeinen ausbalancierte Wirkung der radialen Federkraftkomponente auf das Kernteil 48 über den dämpfenden Buchsenkörper 108 in der beschriebenen Weise
15 ist wichtig zur Vermeidung einer axial nichtfluchtenden Stellung des schwenkbaren Teils 40 ebenso wie zur Vermeidung einer winkelmäßig nichtfluchtenden Stellung bezüglich der festen Achse des Kernteiles 48. Die Größe der radialen Kräfte, die auf das feste Kernteil 48 in
20 Radialrichtung über den Buchsenkörper 108 wirken, haben ein Maximum, wenn sich der schwenkbare Teil 40 in der ersten vollgespannten Stellung befindet und die Federspannung zunehmend abnimmt, wenn der schwenkbare Teil 40 von der ersten Endlage auf die zweite den Riemen spannen-
25 de Endlage bewegt wird. Die Art und Weise, in der diese Abnahme des Federdruckes, der auf den schwenkbaren Teil 40 wirkt, dazu dient, eine konstante den Gurt spannende Kraft zu liefern, ist bekannt. Kurz gesagt, wird die Abnahme des Federdruckes durch Veränderung des Hebelarms
30 der Riemenspannvorrichtung 26 ausgeglichen, wie dies im vorangehenden beschrieben worden ist. Die radiale Kraftkomponente der Feder ändert sich ebenso proportional zur Torsionskraft der Feder, so daß der Teil des Buchsenkörpers 108, der zwischen dem Lagerteil 90 des schwenk-
35 baren Teils 40 und dem Kernteil 48 des feststehenden Teils 36 angeordnet ist, durch den die Radialkräfte wirken, maximal zusammengepreßt wird, wenn sich der schwenkbare Teil 40 in seiner ersten Endlage befindet, wobei die

- 1 Zusammendrückung zunehmend abnimmt, wenn sich der schwenkbare Teil 40 von der ersten Endlage weg in die zweite Endlage bewegt.
- 5 Der dämpfende Buchsenkörper 108 ist in seiner bevorzugten Ausführungsform relativ fest an seiner inneren Umfangsfläche mit der äußeren Umfangsfläche des Kernteiles 48 gelagert, wobei diese Lagerung lose sein kann, wenn der Buchsenkörper 108 aus Zytel besteht. Die Lagerung
- 10 zwischen der äußeren Umfangsfläche und der inneren Umfangsfläche des Lagerteiles 90 des schwenkbaren Teils 40 ist relativ beweglich ausgebildet, beispielsweise mit einem Spiel zwischen ungefähr 0,03 mm (0,001 inch) bis ungefähr 0,1 mm (0,005 inch). Folglich wird die
- 15 Schwenkbewegung des schwenkbaren Teils 40 bezüglich des feststehenden Teiles 36 zwischen seinen Endlagen im wesentlichen von einer Gleitbewegung zwischen der äußeren Umfangsfläche des Buchsenkörpers 108 und der inneren Umfangsfläche des Lagerteiles 90 aufgenommen. Da der
- 20 Radialdruck zwischen diesen zwei Berührungsflächen gemäß der Stellung des schwenkbaren Teils 40 bezüglich des feststehenden Teils 36 variiert, verändert sich darüber hinaus der Betrag der Reibung zwischen den beiden Berührungsflächen ebenso und daher ändert sich die Tor-
- 25 sionskraft die nötig ist, um die Reibungskraft zu überwinden, ebenso. Darüber hinaus ist die Härte des elastomeren Materials des Buchsenkörpers 108 derart groß, daß eine relative Drehbewegung zwischen dem schwenkbaren Teil 40 und dem feststehenden Teil 36 durch innere elasto-
- 30 mere Materialverdrängung oder Scherwirkung bis zu einem Zeitpunkt aufgenommen wird, bei dem die Torsionskraft, die zwischen den Spannungen übertragenden Berührungsflächen des Lagerteils 90 und des Buchsenkörpers 108 übertragen wird, eine Höhe erreicht, die genügend groß
- 35 ist, um die Reibungskraft, wie oben beschrieben, zu überwinden.

Auf diese Weise werden Unwuchtkräfte in der Riemenanord-

- 1 nung 10, die während des normalen Betriebes vom Keil-
- riemen 12 auf die Spannrolle 42 mit einer relativ nied-
- rigen, normalen Amplitude ausg übt werden, mittels
- Mat rialverdrängung des elastomeren Materials des
- 5 Buchsenkörpers 108 ohne eine relative Gleitbewegung
- zwischen den verspannten Berührungsflächen des Lager-
- teiles 90 und des Buchsenkörpers 108 aufgenommen. Sol-
- che Bewegungen mit normal niedriger Amplitude sind
- üblicherweise von kurzer Dauer und daher wird beim
- 10 normalen Betrieb der Riemenspannvorrichtung 26 eine
- Dämpfung ohne die Notwendigkeit einer Gleitbewegung
- zweier Flächen aufeinander erreicht. Werden Bewegungen
- mit abnormal hoher Amplitude jenseits der Amplitude,
- die durch elastomere Materialverdrängung aufgenommen
- 15 werden kann, ausgeübt, kommt es zu einer relativen
- Gleitbewegung zwischen den Berührungsflächen des Lager-
- teils 90 und des Buchsenkörpers 108, wodurch eine se-
- quentielle Dämpfungskraft entsteht, die geeignet ist,
- Resonanzen bei solch abnormal hohen Schwingungsampli-
- 20 tuden zu vermeiden. Diese hohe Reibung aufgrund einer
- Gleitbewegung von Flächen aufeinander entsteht eben-
- falls bei der Aufnahme der manuellen Bewegung des
- schwenkbaren Teiles 40 von seiner zweiten Endlage in
- seine Betriebsstellung zum Keilriemen 12 bei der ersten
- 25 Montage der Riemenspannvorrichtung 26. Darüber hinaus
- ist die Anordnung derart ausgebildet, daß Schwingungs-
- einflüsse des Motors den Buchsenkörper 108 derart be-
- einflussen, daß er eine in Torsionsrichtung spannungs-
- freie Stellung zwischen dem Kernteil 48 und dem Lager-
- 30 teil 90 des schwenkbaren Teils 40 einnimmt. Auf diese
- Weise werden die verschiedenen Arbeitsstellungen, die
- der schwenkbare Teil 40 während einer längeren Benut-
- zungsdauer aufgrund von Riemenverschleiß und Riemen-
- ausdehnung annehmen kann, gänzlich ausgeglichen. Darüber
- 36 hinaus ändert sich die normale Betriebsstellung des
- schwenkbaren Teiles 40 mehr auf die eine maximale Span-
- nung liefernde zweite Endlage, wobei die aufgrund der
- Verdrehung entstandene. Federwirkung abnimmt und wobei

- 1 proportional die Kraft abnimmt, die dazu nötig ist, um
die Reibung zwischen den sich unter Spannung berührenden
Flächen des Lagerteiles 90 und des Buchsenkörpers 108
zu überwinden. Dies ermöglicht ein Dämpfungsmaß, das
5 proportional zu dem erforderlichen Dämpfungsmaß ist und
das eine wirkungsvolle Dämpfungswirkung über den ge-
samten Betriebsbereich der Bewegung der Riemenspannvor-
richtung während der gesamten Lebensdauer sicherstellt.
Durch die Dosierung der Dämpfung auf einen erforderli-
10 chen Wert, werden Extreme einer zu geringen Dämpfung
bei Stellungen hoher Federspannung bis auf ein Maß, bei
dem Resonanzen möglich sind, oder eine zu hohe Dämpfung
bei Stellungen niedriger Federspannungen bis auf ein
Maß, bei dem ein Festklemmen der Spannrolle 42 möglich
15 ist, über die gesamte Betriebsdauer vermieden.

- Die im vorangehenden beschriebene Ausführungsform der
Erfindung kann auf verschiedene Art und Weise modifiziert
werden. Zum einen ist bereits erwähnt worden, daß der
20 Buchsenkörper 108 aus anderen Materialien hergestellt
sein kann, die nicht eine Aufeinanderfolge von Dämpf-
wirkungen, wie sie durch elastomeres Material erreicht
wird, ergeben, sondern die im wesentlichen nur eine
Dämpfwirkung aufgrund einer Gleitreibung zur Folge haben.
25 Da die Schraubenfeder ein gewisses Maß von axialem Fe-
derdruck auf die Schubscheibe 116 ausübt, ergibt die
relative Gleitbewegung, die zwischen den aufeinanderge-
drückten Flächen des schwenkbaren Teiles 40 und der
Schubscheibe 116 entsteht, ein begrenztes Dämpfungsmaß.
30 Falls ein größeres Dämpfungsmaß erwünscht ist, kann dies
mittels der Schubscheibe 116 durch Änderung des Materials,
aus dem sie besteht, in ein Material erreicht werden, das
einen größeren Reibungswert aufweist. Beispielsweise
könnte die Schubscheibe 116 aus elastomerem Material be-
35 stehen. Im allgemeinen kann jedoch festgestellt werden,
daß es weniger wünschenswert ist, eine Dämpfung durch
Übertragung einer Axialkraft mittels des Buchsenkörpers
108 zu erzeugen, anstatt einer Dämpfung mittels einer

- 1 Radialkraft. Die Übertragung inner Axialkraft kann eine
nichtfluchtende Stellung zwischen der Spannrolle 42 und
dem Keilriem n 12 zur Folge haben und kann schlechter
mittels der K ilwirkung, die üblicherweise entsteht,
5 gesteuert werden. Aus diesem Grund ist eine Dämpfung
mittels eines Buchsenkörpers 108, der in Radialrichtung
in der oben beschriebenen Weise verspannt ist, vorzu-
ziehen, obwohl eine axiale Verspannung oder eine Kom-
bination aus radialer und axialer Verspannung möglich
10 ist.

- Obwohl bei der beschriebenen Ausführungsform eine
Dämpfung aufgrund von Reibung am Beispiel eines Flächen-
gleitens zwischen dem Lagerteil 90 und dem Buchsenkör-
15 per 108 beschrieben worden ist, kann eine solche Wirkung
auch zwischen dem Dämpfungskörper 108 und dem Kernteil
48 erzeugt werden. Die gesamte Dämpfungswirkung könnte
durch Gleiten dieser Flächen erreicht werden, falls
dies erwünscht ist, obwohl es bevorzugt ist, die Flächen
20 des Körpers zu verwenden, die in Radialrichtung am äußer-
sten Rand liegen, da dadurch ein günstiger Hebelarm ge-
schaffen wird. Bei der elastomeren Ausführung wird die-
ses Ergebnis dadurch erreicht, daß die Verbindung zwi-
schen dem Buchsenkörper 108 und dem Kernteil 48 fest ist,
25 während die Verbindung mit dem Lagerteil 90 lose ist. Die
feste Verbindung könnte geklebt oder auf andere Weise
unbeweglich gemacht werden.

GERMANY

07.07.82

-33-

Nummer:

Int. Cl.:

Anmeldetag:

Offenlegungstag:

3225411

F16H 7/08

7. Juli 1982

3. Februar 1983

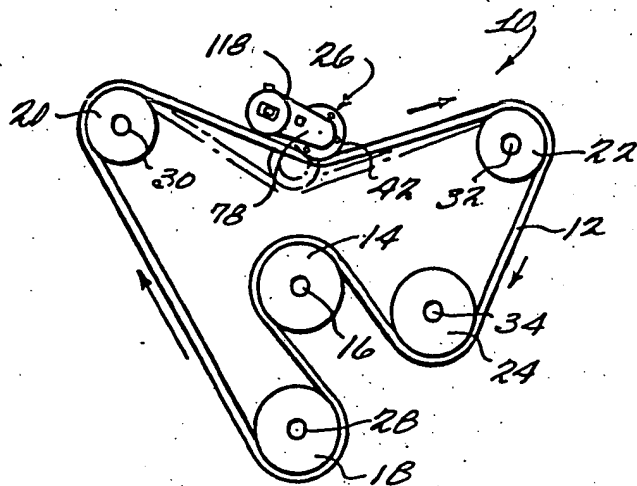


FIG. 1

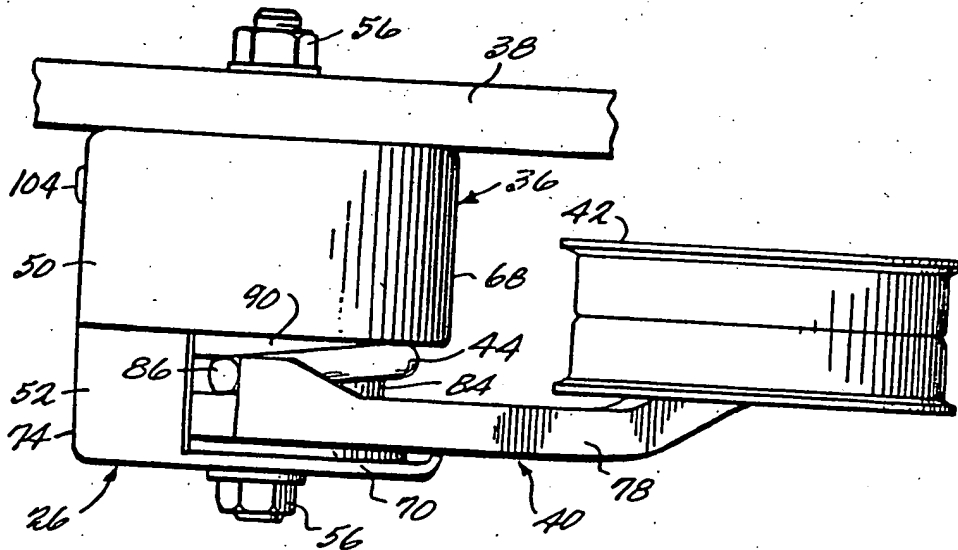
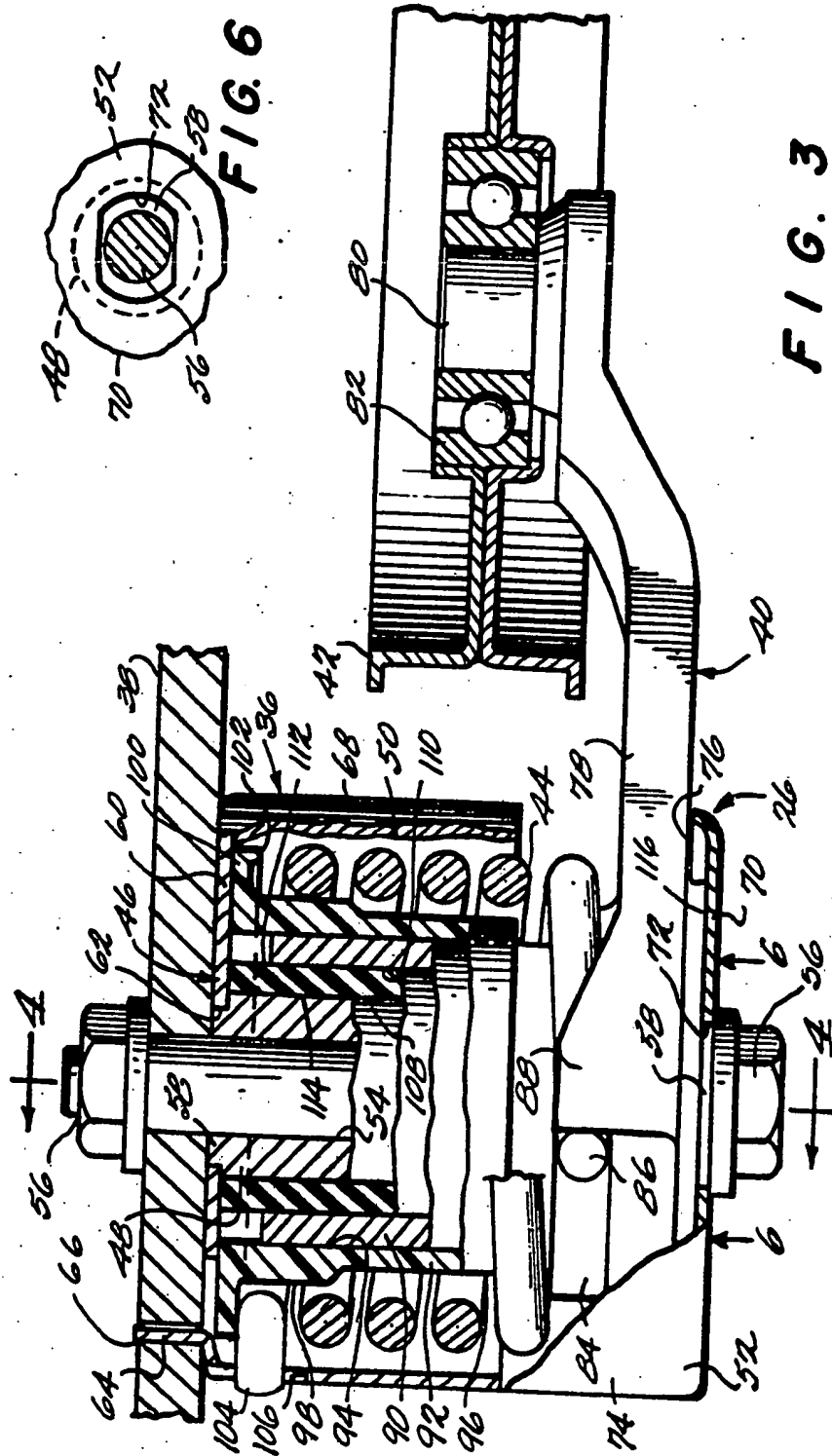


FIG. 2



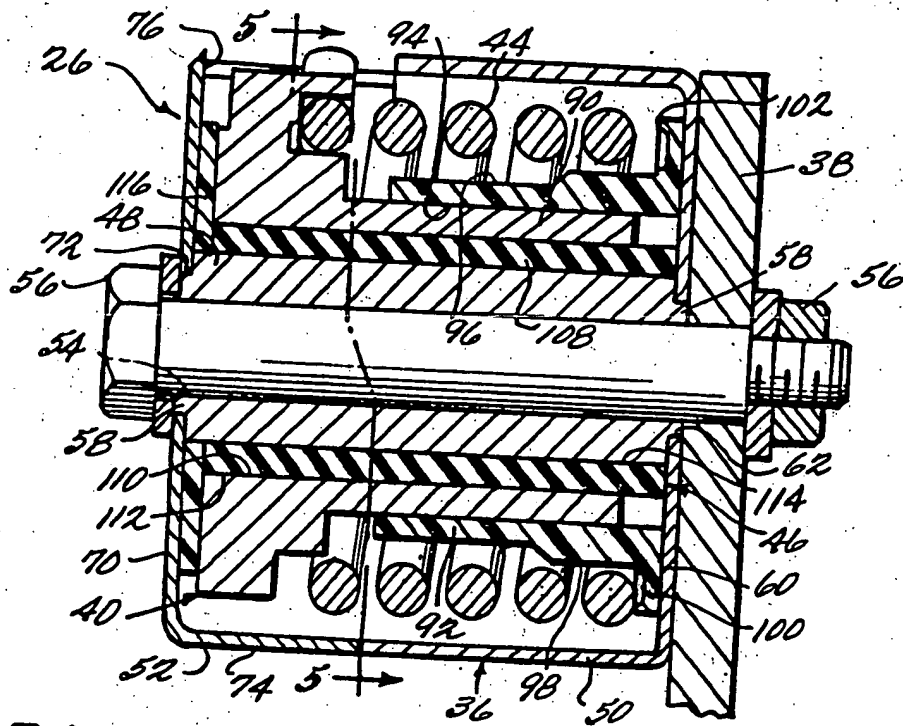


FIG. 4

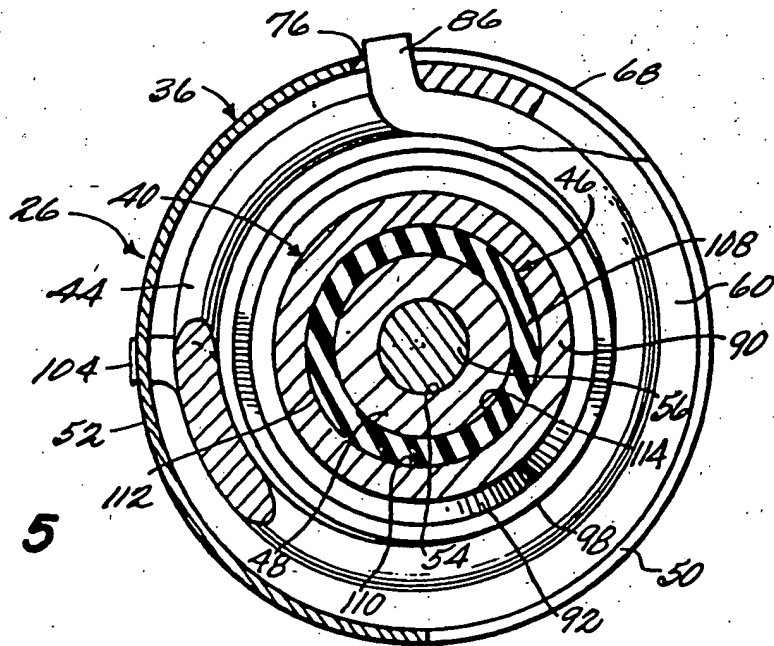


FIG. 5